
УДК

Petro Tkachuk, Jens Strackeljan, Tahsin Doguer
Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Fakultät für Maschinenbau
Institut für Mechanik, Universitätsplatz 2, 30106 Magdeburg

SIMULATION VON WÄLZLAGERSCHÄDEN

В данній публікації приведено попередні розробки, які демонструють, що динамічні програми для моделювання систем багатьох тіл, що раніше застосовувалися в основному для динамічних розрахунків в конструктивній фазі, можуть бути також успішно застосовані в цілях діагностики таких систем. Представляється передова модель підшипника на базі системи багатьох тіл з допомогою якої можливе імітування мікропошкоджень. З допомогою таких розрахунків можливо зробити висновки щодо розмірів пошкодження яке взагалі можливо виявити. Також описана експериментальна частина, що показує узгодженість результатів отриманих за допомогою моделі з результатами вимірів на реальному підшипнику.

The preliminary developments, described in the given publication, show us, that dynamic programs for the modelling of many-body systems, which were implemented before mainly for the dynamic calculations in the desing datum, can be also successfully applied for diagnostics of those systems. The cutting-edge model of the rolling bearing based on the many-body system is submitted for your consideration. It gives us the possibility to simulate the micro defects. With the help of such calculations it is possible to draw the conclusions about the size of the defects, which could be ever determined. There is also described the experimental part, which shows the correspondence of the results obtained from the model with those, which are obtained after measurements on the real bearing.

ABSTRACT

In diesem Beitrag werden Ansätze skizziert, wie sich Mehrkörperdynamikprogramme (MKS), die bisher in erster Linie zur Vorausberechnung von dynamischen Systemen in der konstruktiven Auslegungsphase zum Einsatz kamen, auch für Zwecke der theoretischen Betrachtung von Diagnoseprobleme genutzt werden können. MKS Systeme erlauben heute neben der Verbindung starrer Körper mit beliebigen Verbindungselementen auch die Integration elastische Körper. In diesem Beitrag soll ein fortschrittliches Wälzlagermodell auf MKS-Basis vorgestellt werden, mit deren Hilfe sich auch Mikroschäden, wie sie z.B. durch False Brinelling auftreten, simulieren lassen. Durch derartige Berechnungen kann dann entschieden werden, ab welcher Schadensausprägung überhaupt eine Detektierbarkeit [1, 8,10] gegeben sein kann. Es werden Versuchsergebnisse präsentiert, die dokumentieren, dass sich die durchgeführten Simulationen gut mit den Messergebnissen decken.

Prüfstandsergebnisse

Auch wenn sich dieser Beitrag schwerpunktmäßig mit der Simulation von Wälzlagerschäden befasst, sollen im folgenden Abschnitt dennoch kurz einige experimentelle Ergebnisse eines Prüfstandes gezeigt werden, der sich durch seinen extrem einfachen Aufbau als Referenz gut für den Vergleich zwischen Experiment und Simulation eignet.

Der in Abb. 2 links dargestellte Prüfstand ist druckluftbetrieben und besteht aus dem Außenring eines Rillenkugellagers (Typ 6310) und nur einer Kugel. Der Außenring wurde fest in einem Gehäuse eingebettet und nur eine Kugel rotiert. Der Innenring wurde durch den Luftantrieb ersetzt, der aus einer hohlen Welle mit 8 um 45° über den Umfang versetzten Düsen besteht. Dadurch wird eine annähernd konstante Last auf die Kugel gewährleistet. Die Schwingungen werden mittels eines Beschleunigungsaufnehmers gemessen. Am Außenring wurde ein kleiner Schaden mittels Senkerodieranlage angebracht (Abb. 2 rechts). Das System wird aufgrund des Kontakts zwischen der geschädigten Laufbahn und dem Wälzkörper beim Überrollen des Schadensbereiches zu Schwingungen angeregt. Durch den sehr einfachen Aufbau des Prüfstands werden nur diejenigen Schwingungen, die durch die rotierende Kugel angeregt werden, aufgenommen. Alle anderen äußeren Anregungsquellen wurden eliminiert. Die Übertragungsstrecke zwischen der Schadensstelle und dem Aufnehmer wurde bewusst klein

gestaltet, so dass weitere Einflüsse auf die Übertragungsfunktion z.B. Fügestellendämpfung minimiert werden konnten.

Durch den Vergleich zwischen den beiden Signalverläufen in Abb. 2 und 3 wird ersichtlich, dass die Trennung der Signale eines intakten und eines beschädigten Lager im Zeit- und Frequenzbereich problemlos möglich ist. Die Gesamtschwingungspegel und die Signalstruktur unterscheiden sich deutlich [11]. Durch den Kraftimpuls der Kugel auf die Laufbahn während der Überrollung der Laufbahnschädigung werden die Eigenfrequenzen des Systems angeregt. Die Amplitudenspektren in Abb. 2 und 3 weisen Amplituden bis 30 kHz auf. Diese hochfrequente Anregung ist typisch für einen kleinen Schaden. Diese tritt aber aufgrund der stochastischen Anregung auch bei einer intakten Laufbahn auf, allerdings sind dann die Amplituden deutlich niedriger.

Die bisherigen Darstellungen resultierten aus Versuchen ohne Fettschmierung des Lagers. Wird nun Schmierstoff eingebracht verändern sich die Signale signifikant. Damit wird deutlich, dass für eine vollständige Simulation auch die Hydrodynamik des Schmierstoffes zu berücksichtigen ist.

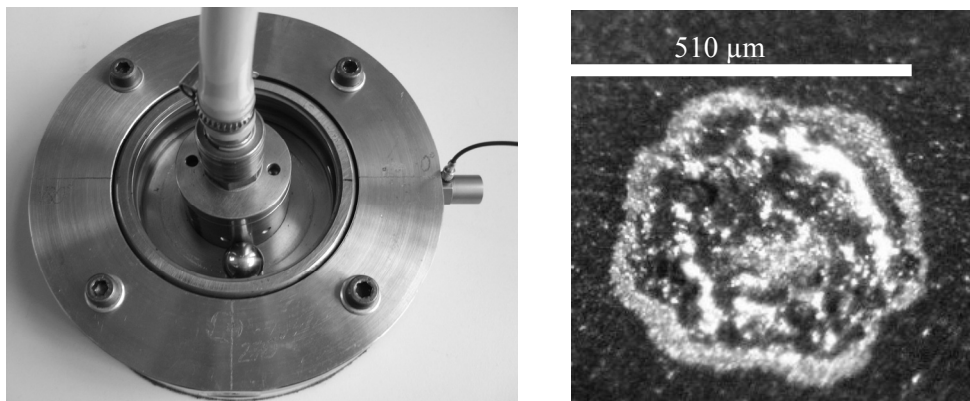


Abb. 1 Links, Prüfstand mit Außenring eines Rillenkugellagers (Typ 6310), Kugel, Gehäuse, Luftantrieb und Beschleunigungsaufnehmer. Rechts, ein punktförmiger Schaden an der Laufbahn des Außenrings

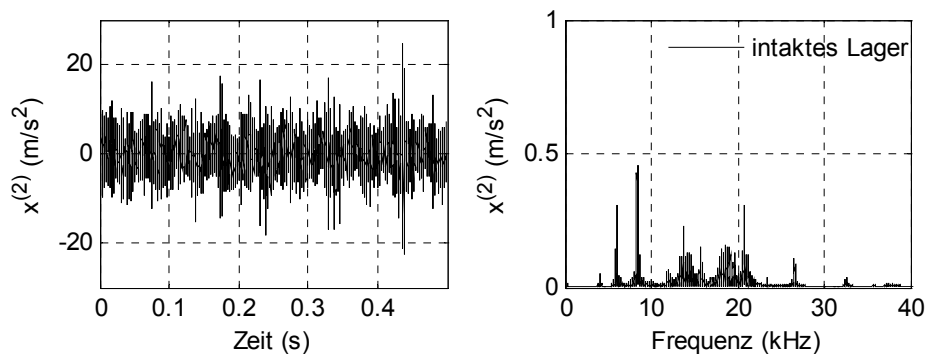


Abb. 2 Zeitsignal und Amplitudenspektrum eines dem intakten Außenring

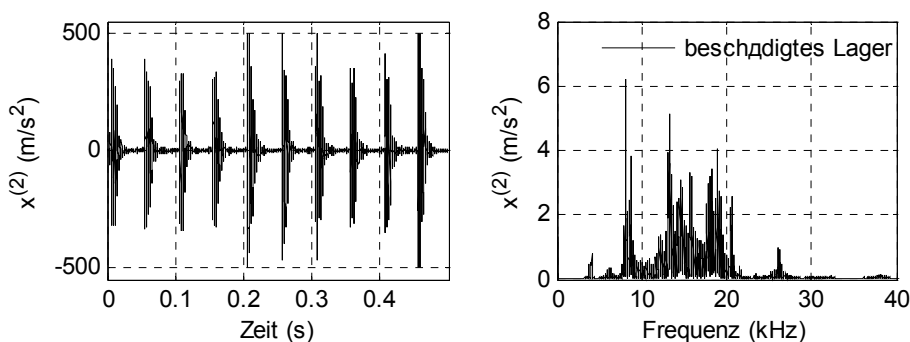


Abb. 3 Zeitsignal und Amplitudenspektrum eines beschädigten Außenring

Wälzlagersimulation

Kontaktmodell

Auf dem Gebiet der Wälzlagerdiagnose liegt auf der Erkennung von Wälzlagerfehlern und der Abschätzung der Restlebensdauer eine besondere Aufmerksamkeit. Die Gewinnung von Messdaten für die Erforschung von Wälzlagerproblemen kann zeit- und kostenintensiv sein. Daher können Simulationen eine Hilfe zum besseren Verständnis über Entstehung, Geometrie und Effekte von Fehlern sein.

In der Literatur über Schadenssimulation liegen Berichte vor, in denen Wälzlager und Schäden als Feder-Masse-Dämpfer simuliert wurden [7]. Das hier vorgestellte Modell betrachtet Wälzlager als ein Mehrkörpersystem, das aus einem Außen-, Innenring, Käfig und Kugeln besteht. Die hier verwendeten Kontaktkräfte werden zwischen Wälzlagerkomponenten nach dem Hertz'schen Kontaktgesetz nichtlinear berechnet. Das Wälzlager wurde zunächst in einem eigenen MKS-Programm in MATLAB realisiert, um die Kontaktalgorithmen etc. zu testen.

Der Ansatz zur Schadenssimulation basiert auf der Idee der Kontaktbeschreibung zwischen zwei kreisförmigen Körpern. Der Schadensbereich wird als eine Ansammlung nebeneinander platzierter Kreise (Fehlerelemente) beschrieben. Diese sind bzgl. Anzahl, Ort und Größe variabel. Abb. 4 zeigt das Modell für die Fehlersimulation. Am Außenring sind tangential zwei Fehlerelemente (FE) angebracht. Der Wälzkörper (WK) bewegt sich außerhalb des Fehlerbereiches begrenzt durch den Außenring und im Fehlerbereich entlang der Fehlerelemente. Kontakt wird in jedem Zeitschritt immer zwischen zwei Körpern beschrieben, woraus die Kontaktkräfte berechnet werden. Ein Körper kann gleichzeitig mit mehr als einem Körper in Kontakt sein. In diesem Fall wird die Resultierende der Kontaktkräfte auf den einzelnen Kontaktpartnern gebildet. Das System hat alle Freiheitsgrade in der Ebene: translatorisch x - und y -Richtungen, rotatorisch φ als Drehung um die z -Achse. Jeder Körper ist mit dem Ursprung des Inertialsystems über Feder und Dämpfer verbunden.

Am Anfang des Algorithmus werden alle Körper des Systems positioniert und alle notwendigen Anfangsbedingungen, Materialkennwerten, geometrischen und physikalischen Parametern initialisiert.

Der Algorithmus führt zu jedem Zeitschritt und für jeden Körper im System eine Kontakterkennung zwischen zwei Körpern durch und legt fest, mit welchen anderen Körpern der gerade betrachtete Körper in Kontakt steht. In einem System, das aus n Elementen besteht, sind $n \cdot (n-1)/2$ Kontakte zwischen zwei Körpern möglich [4]. Beim Wälzlager reduziert sich die Anzahl, da nur Kontakt zum benachbarten Körper vorliegen kann und bestimmte Körper des Lagers sich nie berühren können.

In der Kontaktüberprüfung wird die Position von jedem Körper ermittelt, der Abstand zu anderen Körpern berechnet und entschieden, ob und zwischen welchen Körpern Kontakt besteht.

Für jeden Zeitschritt und für jeden Körper des Systems werden Ortsvektoren, Geschwindigkeitsvektoren und Winkelgeschwindigkeitsvektoren bezogen auf Mittelpunkt des Körpers festgelegt ($\vec{r}_i, \vec{r}_j, \vec{v}_i, \vec{v}_j, \vec{\omega}_i, \vec{\omega}_j$). Die Ortsvektoren und Radien von Körpern (R_i, R_j) sind ausreichend um Kontakt zwischen ihnen zu erkennen. Durch negative oder positive Definition von Radien unterscheidet man zwischen außen- oder innen- Kontakt von Körpern. Das ist für die Richtung von Normalvektoren (\vec{n}_i, \vec{n}_j) in Kontaktpunkt entscheidend.

Im ersten Schritt berechnet das Programm Verbindungsvektor zwischen den Mittelpunkten und auch Betrag von diesem Vektor.

$$\vec{L} = \vec{r}_j - \vec{r}_i, \quad |\vec{L}|;$$

Dann werden \vec{n}_1, \vec{n}_2 mit Berücksichtigung von drei Kontaktfälle (zwei Körpern werden von außen in Kontakt gebracht; erste von innen, zweite von außen; erste von außen, zweite von innen) bestimmt. Allgemein kann man sagen:

$$n_i = \pm \frac{\vec{L}}{|\vec{L}|}; \quad n_j = -n_i;$$

In den nächsten Schritten berechnet das Programm Vektoren vom Ursprung des Referenzsystems zu den Kontaktpunkt ($\vec{r}_{ki}, \vec{r}_{kj}$) und auch Differenzvektor zwischen die beiden, derer Absolutwert die Abstand

zwischen Kontaktpunkten ist.

$$\vec{L}_k = \vec{r}_{kj} - \vec{r}_{ki};$$

Skalarprodukt aus dem normierten Abstandsvektor und dem Normalvektor des i -ten Körper gibt Aufschluss über deren Orientierung zueinander. Zeichnen wir dieses Skalarprodukt mit „ q “.

$$q = \vec{n}_i \cdot \left(\frac{\vec{L}_k}{|\vec{L}_k|} \right)^T;$$

Für die Kontaktüberprüfung wird eine logische variable *kontakt* verwendet. Wenn $q > 0$, dann sind q und \vec{n}_i gleichgerichtet, Körpern dringen nicht ein und *kontakt* = 0. Wenn $q < 0$, dann sind q und \vec{n}_i entgegengesetzt und *kontakt* = 1.

Im Fall einer Penetration (*kontakt* = 1) zwischen zwei Körpern wird eine Kontaktkraft berechnet. Diese kann durch die Komponente in normaler (F_N) und tangentialer Richtung (F_T) ausgedrückt werden. In jedem Zeitschritt und für jede Kontaktstelle wird die Tiefe der Penetration (Δs) und die Penetrationsgeschwindigkeit (Δv) im Kontaktpunkt berechnet.

$$\Delta s = -|\vec{L}_k|;$$

Jetzt muss auch gezeigt werden, wie die Penetrationsgeschwindigkeit Δv bestimmt wird.

Es gilt:

$$\begin{aligned} \vec{v}_{i,j}^{pr} &= \vec{\omega}_{i,j} \times \vec{s}_{i,j}, \quad \vec{s}_{i,j} = \pm |\vec{R}_{i,j}| \cdot \vec{n}_{i,j}, \quad \vec{v}_{i,j}^p = \vec{v}_{i,j} + \vec{v}_{i,j}^{pr}; \\ \vec{v}^r &= \vec{v}_j^p - \vec{v}_i^p, \quad v_{i1} = \vec{v}^r \cdot \vec{n}_i^T, \quad v_{i2} = \vec{n}_i \cdot \vec{n}_i^T; \end{aligned}$$

$$\Delta v = \frac{v_{i1}}{v_{i2}};$$

Folgende Bezeichnungen werden verwendet:

$\vec{v}_{i,j}$ - absolute Geschwindigkeit im Referenzsystem (auf Mittelpunkt des Körpers bezogen)

$\vec{v}_{i,j}^p$ - absolute Geschwindigkeit in Kontaktpunkten i, j .

$\vec{v}_{i,j}^{pr}$ - relativ Geschwindigkeiten in Kontaktpunkten i, j .

$\vec{s}_{i,j}$ - lokale Ortsvektoren von Mittelpunkt von Körper zu Kontaktpunkten i, j .

\vec{v}^r - relativ Geschwindigkeit

v_{i1}, v_{i2} - Geschwindigkeitskomponente des i -tes Kontaktpunktes in Kontakt-Normalenrichtung

Δv - Penetrationsgeschwindigkeit

Δv wird in normale (Δv_N) und tangentiale (Δv_T) Richtung zerlegt. Mit Δs und Δv_N wird F_N nach dem Hertz'schen Kontaktgesetz zwischen elastischen Körpern und einer linearen Kontaktdämpfung d berechnet [9].

$$\begin{aligned} \vec{\Delta v}_{N_i} &= \Delta v \cdot \vec{n}_i, \quad \vec{\Delta v}_{N_j} = -\vec{\Delta v}_{N_i}; \\ \vec{\Delta v}_{T_i} &= \vec{v}_i^r - \vec{\Delta v}_{N_i}, \quad \vec{\Delta v}_{T_j} = -\vec{\Delta v}_{T_i}; \\ F_N &= Q + d \cdot \Delta v_N, \quad \vec{F}_{N_i} = F_N \cdot \vec{n}_i, \quad \vec{F}_{N_j} = -F_N \cdot \vec{n}_i \\ Q &= \sqrt{\frac{3 \cdot E'^2}{\sum \rho} \cdot \left(\frac{2 \cdot \Delta s}{3 \cdot \mu} \right)^3}, \quad \frac{1}{E'} = \frac{1 - \nu_b^2}{E_b} + \frac{1 - \nu_f^2}{E_f}, \quad \sum \rho = \frac{1}{R} = \frac{1}{R_b} + \frac{1}{R_f} \end{aligned}$$

Q ist die Last in Richtung der Flächennormalen, μ ist ein Beiwert [11], E_b, E_f sind E-Moduln, ν_b, ν_f Querkontraktionszahlen und R_b, R_f Radien von Wälzkörper und Fehlerelement. $\sum \rho$ ist die Krümmungssumme [5]. \vec{n} ist der Kontaktnormalenvektor.

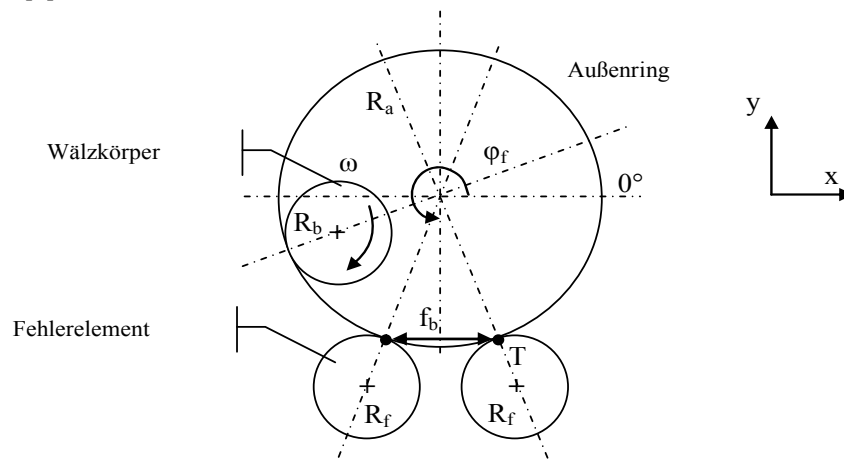


Abb. 4 Modell für Schadenssimulation in einem Wälzlager

Abb. 4 zeigt die grundlegenden geometrischen Größen, die in (1) vorkommen. Die Kontaktkraft in tangentialer Richtung (F_T) wird durch F_N und dem Coulomb'schen Reibkoeffizient (μ_R) berechnet, wobei μ_R eine Funktion von Δv_T ist.

$$\vec{F}_{T_{i,j}} = \mp \mu_R(\Delta v_T) \cdot |F_N| \cdot \frac{\vec{v}_T}{|\vec{v}_T|}$$

Anschließend wird mit F_T und dem Radius des betrachteten Körpers das Moment (M_Z) bezogen auf den Körperschwerpunkt berechnet.

Schadenssimulation

Im Simulationsprogramm wurde eine Fehlerbreite (f_b) von 520 μm und R_f 2 mm gewählt, wobei sich dann eine Fehlertiefe von max. 40 μm ergibt. Die Platzierung des Fehlerbereiches erfolgt über die Eingabe von Fehlermitte ϕ_f und f_b . Die Fehlerelemente werden dann vom Programm über einfache trigonometrische Beziehungen am beschädigten Körper angebracht.

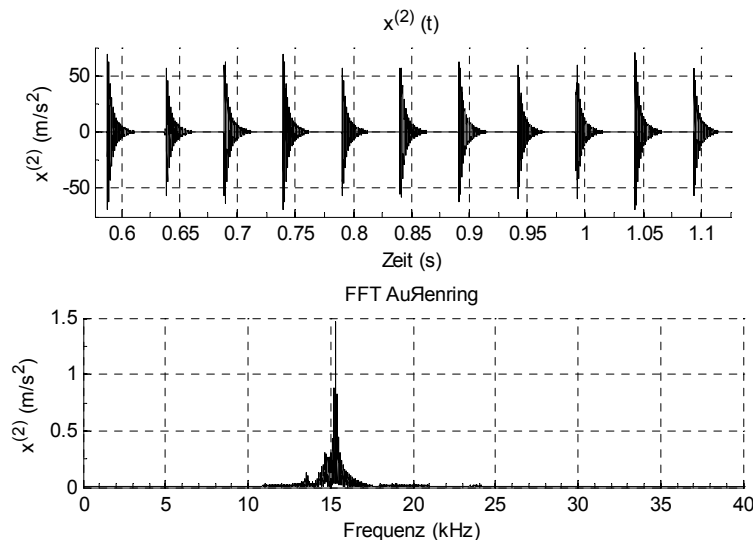


Abb. 5 $x^{(2)}(t)$ und FFT zum simulierten Wälzlager mit einem kleinen Schaden am Außenring

Als Simulationsergebnisse können Verschiebung, Geschwindigkeit oder Beschleunigung über der Zeit für jeden Körper ausgegeben werden. In Abb. 7 sind die Beschleunigungen $x^{(2)}$ und das zugehörige Fourierspektrum dargestellt. Der Verlauf des simulierten Signals weist starke Ähnlichkeit zum aufgenommen Beschleunigungssignal am Prüfstand (Abb. 3) auf. Bzgl. der Abweichungen muss darauf verwiesen werden, dass die komplexen Einflüsse des Schmiermittels und des daraus resultierenden Dämpfungseinflusses noch nicht vollständig berücksichtigt wurden.

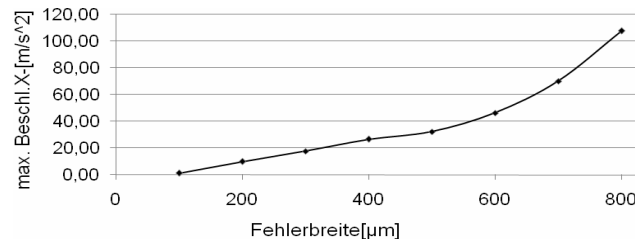


Abb. 6 Verlauf von maximalen Beschleunigung in x-Achse Richtung in Abhängigkeit von Fehlerbreite

Die Fehlertiefe lässt sich über R_f und f_b steuern werden. In Abb. 6 ist eine Abhängigkeit der maximalen Beschleunigung in x-Achse Richtung von Fehlerbreite dargestellt. Fehlerkugelradius bleibt immer konstant und ist 2mm. Es ist zu beachten dass diese Abhängigkeit nur für kleinen Schaden gültig ist. Die Abhängigkeit für größeren Schaden muss in weiteren genauer untersucht werden.

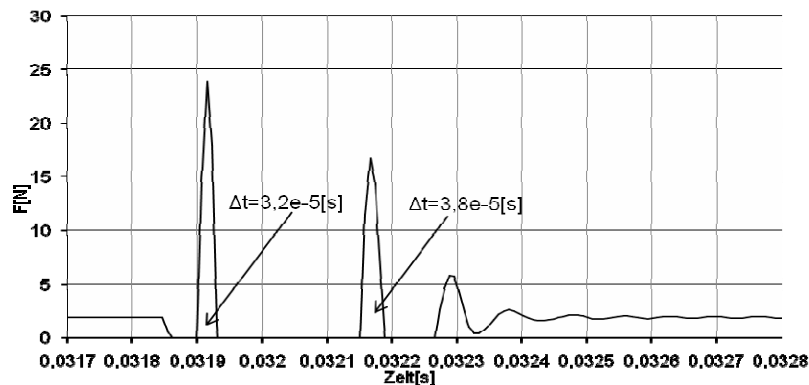


Abb. 7 Zeitlicher Verlauf von am Außenring wirkender Kraft in Fehlerbereich.

$$f_b = 520[\mu\text{m}] ; R_f = 2[\text{mm}]$$

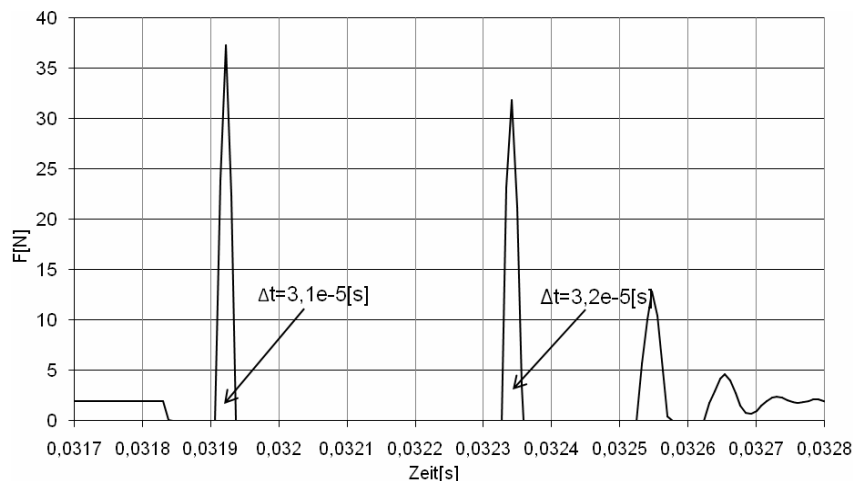


Abb. 8. zeitlicher Verlauf von am Außenring wirkender Kraft in Fehlerbereich.

$$f_b = 720[\mu\text{m}] ; R_f = 2[\text{mm}]$$

Weitere wichtige Aussagen über Schadensmodell können aus in Abb. 7 und Abb. 8 dargestellten Abhängigkeiten gemacht werden. Die Diagramme zeigen ein zeitlicher Verlauf von am Außenring wirkender Kraft in Fehlerbereich bei verschiedenen Breiten vom simulierten Fehler.

Beim Eintritt von Wälzkörper in Fehlerbereich ist ein Abfall von Kraft auf Null zu beobachten. Das bedeutet dass Wälzkörper fliegt und es gibt kein Kontakt zwischen dem und Außenring. Die erste in Diagramm treffende Spitze entspricht dem Stoß von Wälzkörper mit Fehlerelement. Dann treffen noch paar Stöße mit Außenring. Der Einfluss von Fehlerbreite ist offensichtlich. Bei der Fehlerbreite von 520 μm , der maximale Wert von Kraft ist 23,85 N, es sind nur drei deutlichen Spitzen und das zeitliche Intervall zwischen Spitzen ist geringer, als bei Fehlerbreite von 720 μm . Für zweiten Fall ergibt sich 37,21 N als maximaler Wert von Kraft. Der Stoßdauer selbst ändert sich für beide fallen nennenswert nichts. Der zeitliche Unterschied liegt in

Größenordnung von $1\text{e-}6$ [s]. Für den ersten Fall Stoßdauer beträgt $3,2\text{e-}5$ [s] und für den zweiten $3,1\text{e-}5$ [s].

Raue Oberflächen können durch mehrere hintereinander platzierte Fehlerelemente angenähert werden. Das vorgestellte Schadensmodell ist körperfest und kann daher nicht nur bei dem Außenring sondern auch bei einer Simulation von Innenring- und Wälzkörperschäden verwendet werden.

Zusammenfassung

In diesem Beitrag wurde ein MKS-Modell zum Schadenssimulation in Vergleich mit Messergebnissen an realem Lager demonstriert. Der Prüfstand ist ganz einfach von Einbau und nähert ganz gut den simulierten MKS. Die prinzipiellen Verläufe von Beschleunigungen fallen sehr gut zusammen(siehe Abb. 5 und 3).Doch die Amplituden unterscheiden sich. Die Eigenfrequenz von Außenring aus MKS-Programm(siehe Abb.5 FFT) liegt ungefähr bei 15 kHz. Die reale Messung zeigt doch mehrere Piks die zwischen 10-20 kHz liegen(siehe Abb. 3).Die im Abb. 6 dargestellte Abhängigkeit zeigt dass je größer Fehlerbreite ist, desto höhere Werte von Beschleunigungen liefert das Programm, was völlig richtig ist. Die Abweichungen sollen in weiterem genauer untersucht werden. Man muss verstehen, dass die Simulation kann die Realität nur angenähert darstellen, doch wenn die notwendige Genauigkeit erreicht ist kann die dargestellte MKS-Programm zeit- und kostenintensiv für die Gewinnung von Messdaten für Wälzlagerproblemen sein.

Literaturverzeichnis

1. Bolaers, F., Cousinard, O., Marconnet, P. and Rasolofondraibe, L. (2004): Advanced detection of rolling bearing spalling from de-noising vibratory signals. *Control Engineering Practice*, **12**(2), pp. 181–190.
2. Daniel C., Woschke E., Strackeljan J.(2007): Integration von Tribosystemen in MKS-Modelle am Beispiel von Motorkomponenten, Tagungsband Magdeburger Maschinenbau-Tage 2007
3. Doguer, T. and Strackeljan, J. (2008): New Time Domain Method for the Detection of Roller Bearing Defects. *International Conference on CM & Machinery Failure Prevention Technologies CM 2008*, Edinburgh.
4. Hippmann, G. (2004): Modellierung von Kontakten Komplex geformter Körper in der Mehrkörperdynamik. Ph.D. Dissertation, Technische Universität Wien.
5. Johnson, K. L. (1992): *Contact Mechanics*. Cambridge University Press.
6. Mechefske, C. K. and Mathew, J. (1992): Fault detection and diagnosis in low speed rolling element bearings Part I: The use of parametric spectra. *Mechanical Systems and Signal Processing*, **6**(4), pp. 297–307.
7. Sawalhi, N. (2007): *Diagnostics, prognostics and fault simulation for rolling element bearings*. Dissertation, University of New South Wales.
8. Smith, J. D. (1982): Vibration monitoring of bearings at low speeds. *Tribology International*, **15**(3), pp. 139–144.
9. Stolarski, T. A. and Tobe, S. (2000): *Rolling Contacts*. (eds.: Neale, M. J., Polak, T. A. and Taylor, C. M.), Professional Eng. Publishing, Suffolk.
10. Strackeljan, J. and Lahdelma, S. (2005): Smart Adaptive Monitoring and Diagnostic Systems. In *Proceedings of the 2nd International Seminar on Maintenance, Condition Monitoring and Diagnostics*. 28th - 29th September, Oulu, Finland, POHTO Publications, pp. 47–61.
11. Teutsch, R. (2005): *Kontaktmodelle und Strategien zur Simulation von Wälzlager und Wälzföhrungen*. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern.
12. Wang, B. and Cheng, D. (2008): Modal analysis of mdof system by using free vibration response data only. *Journal of Sound and Vibration* **311**(3–5), pp. 737–755.
13. Woschke E., Daniel C., Strackeljan J.(2007), Reduktion elastischer Strukturen für MKS Anwendungen, Tagungsband 8. Magdeburger Maschinenbau-Tage.